

EVALUACION DE UNA CALDERA DE VAPOR Y
MEDIDAS CORRECTIVAS PARA EVITAR LA
LLUVIA ACIDA LOCAL

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ciencias y Humanidades

Te
UVV
Luguei
d 48r
1989

EVALUACION DE UNA CALDERA DE VAPOR Y
MEDIDAS CORRECTIVAS PARA EVITAR LA
LLUVIA ACIDA LOCAL

ANA GUISELA ALVARADO RODAS

Trabajo de graduación presentado para optar
al grado académico de
Licenciatura en Ingeniería Química

Guatemala

1989

Vo. Bo. :



(f)

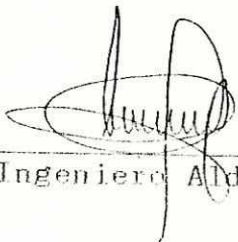
Ingeniero Oscar Gil Girón
Asesor

Tribunal :



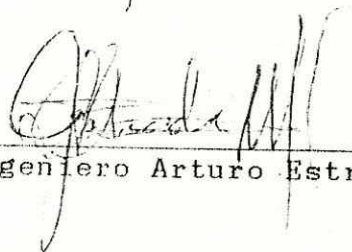
(f)

Ingeniero Oscar Gil Girón



(f)

Ingeniero Aldo Samayoa



(f)

Ingeniero Arturo Estrada

Fecha de aprobación:

16 de Noviembre de 1989.

C O N T E N I D O

| | |
|-----------|--|
| RESUMEN | |
| I. | INTRODUCCION 1 |
| II. | GENERALIDADES 3 |
| III. | HIPOTESIS Y METODOLOGIA 17 |
| IV. | RESULTADOS 19 |
| V. | CONCLUSIONES 29 |
| VI. | RECOMENDACIONES 30 |
| VII. | BIBLIOGRAFIA 32 |
| APENDICES | |
| A. | Localización de la planta y datos climatológicos de la zona 34 |
| B. | Diagrama de flujo del sistema 36 |
| C. | Cálculos de exceso de aire y eficiencia 37 |
| | Balance de masa 40 |
| | Balance de energía 42 |
| | Cálculos de volumen y velocidad de gases de chimenea 44 |
| | Balance económico 49 |
| D. | Formato para control de calderas 53 |
| E. | Gráficas de temperatura de aire de combustión 54 |

RESUMEN

Los resultados obtenidos en el análisis de lluvia ácida local que existe en la planta de Industria Papelera Centroamericana, S.A. son:

- la caldera opera con un exceso de aire del 4%
- la temperatura de gases de chimenea, después pasar por el precalentador de aire de combustión, oscila entre 248 y 266 grados Fahrenheit
- la velocidad de salida de los gases de chimenea está en relación crítica con la velocidad del viento prevaleciente en la zona durante los seis meses analizados (enero-junio 1989).

Por tanto, se concluye que la lluvia ácida se produce porque la temperatura de salida de los gases de combustión cae por debajo del punto de rocío del ácido sulfúrico, y las condiciones climatológicas imperantes permiten la sedimentación de ácido sulfúrico.

Se recomienda disminuir el flujo de aire que pasa por el precalentador y reducir el diámetro de la chimenea, para prevenir costos materiales y sociales, alcanzando el nivel óptimo.

I. INTRODUCCION

El problema de lluvia ácida local en plantas en las que operan calderas piro y acuotubulares es, desafortunadamente, común en el medio guatemalteco.

El origen de este problema se debe, esencialmente, a la mala conjugación de factores climatológicos y condiciones de operación del equipo. Entre estas últimas pueden mencionarse, principalmente, las siguientes: una regulación inadecuada del exceso de aire, tiro insuficiente y un enfriamiento de los gases de chimenea por debajo del punto de rocío de los ácidos que se forman.

La principal consecuencia de la lluvia ácida local es la corrosión de chimeneas y de techos de los cuartos de calderas. Este tipo de corrosión no sólo hace incurrir a los empresarios en gastos de sustitución de techos y en reemplazo de chimeneas, sino supone un alto riesgo de contaminación de los alrededores.

El objetivo de este trabajo es presentar alternativas para evitar la lluvia ácida local, causada por una caldera acuotubular de 3000 BHP, que opera en la planta de producción de Industria Papelera Centroamericana, S.A.. Para llegar a plantear dichas alternativas se evalúa el funcionamiento y condiciones de operación, y por medio de un análisis técnico se presenta una solución teórica al problema.

El propósito de este estudio es plantear medidas que prevengan la contaminación de zonas aledañas a la planta de IPCA y eliminar gastos innecesarios en los que está incurriendo dicha empresa.

II. GENERALIDADES

El problema de "lluvia ácida" como se le denomina comunmente, se refiere a la existencia de compuestos que originan ácidos, facilmente, en el medio ambiente, a niveles que presentan daños al mismo.

La lluvia ácida se origina en la emisión de óxidos de azufre y nitrógeno, cuando se combustionan aceites como lo son el bunker, diésel, etc. (3)

Todo el azufre contenido en el combustible pasa a formar los óxidos totales de azufre que son conocidos como SO_x . El SO_2 y SO_3 se forman durante el proceso de combustión, cuando el azufre se combina con el O_2 del aire de combustión.

Antes de salir de la chimenea el SO_3 puede combinarse con la humedad para formar ácido sulfúrico, que se condensa en partículas líquidas o permanece suspendido en los gases de chimenea en forma de rocío ácido. En la atmósfera, los SO_x pueden combinarse con la humedad para formar ácido o bien pueden formar sulfatos. Tanto los sulfatos, como el rocío ácido contribuyen significativamente a reducir la visibilidad en la atmósfera y producen corrosión de materiales expuestos al aire; esto ocasiona daño a los sistemas ecológicos en áreas aledañas a la fuente de emisión y si supera la concentración máxima permisible a nivel del suelo, que es de 10 ppm, produce efectos

adversos a la salud, ya que tanto los óxidos como los sulfatos y el ácido, producen irritación en el tracto respiratorio. Al acidificar los suelos se provoca la muerte de la vegetación.

Es sabido que se utilizan aceites combustibles que contienen azufre, es evidente la producción de lluvia ácida, por tanto, la cantidad de óxidos de azufre generados en la caldera, depende del contenido de dicho elemento en el aceite y no del diseño y/o condiciones de operación del sistema. (10)

Por otro lado, aparte de lo que se conoce como lluvia ácida, existe la denominada "lluvia ácida local", la cual tiene el mismo origen y consecuencias de la primera, pero en ella, los daños de corrosión y contaminación se evidencian propiamente en la chimenea, techo del cuarto de calderas y área inmediata a la fuente de emisión.

En contraposición con la lluvia ácida, la lluvia ácida local sí se debe a factores de diseño y condiciones de operación, tales como: Exceso de aire mal regulado, tiro de chimenea innadecuado, temperatura y velocidad de salida de gases de chimenea, etc.; los cuales combinados con la emisión de óxidos de azufre provenientes del combustible, producen condensación de ácido sulfúrico.

La condensación de ácido sulfúrico ocurre como se mencionó anteriormente cuando el SO_3 se combina con vapor de agua, pero si la temperatura del calentador de aire, conductos de aire y

chimenea cae por debajo del punto de rocío del ácido, éste condensa sobre las superficies metálicas y produce corrosión. Esto es lo que en específico se conoce como **lluvia ácida local**.
(10)

El punto de rocío se define como la temperatura a la cual un gas saturado se encuentra en condiciones de condensar, formando la primera gota.

Existen correlaciones de punto de rocío vrs. porcentaje de azufre en el combustible por medio de las cuales se puede saber la temperatura límite a la que los gases de combustión de cierto combustible puede iniciar el problema de condensación.

La caldera a considerar y a analizar es de tipo acuotubular y previa descripción de la misma, se definirán ciertos términos y parámetros que se estarán utilizando durante el desarrollo del presente trabajo.

A. Calderas :

Existen dos clasificaciones específicas de calderas, las acuotubulares y las pirotubulares. En las calderas pirotubulares se produce vapor circulando el gas caliente de la combustión a través de tubos sumergidos en agua y vapor.

Las calderas acuotubulares circulan agua y vapor por los tubos bañados por los gases calientes de combustión.

Todas las calderas constan de seis partes básicas:

Quemador

Cámara de combustión

Sección de convección

Chimenea

Equipo para el manejo del aire

Instrumentos

- a) Quemador: Es el principal componente del equipo para la quema del combustible. En él, se lleva a cabo la mezcla de combustible y aire, atomización y vaporización del combustible; su función es proveer una continua ignición de la mezcla.
- b) Atomización: Es necesaria para poder quemar el combustible en grandes cantidades. Por medio de ella se expone gran parte de la superficie de las partículas de combustible para entrar en contacto con el aire ; esto contribuye a una pronta ignición y rápida combustión.

Existen dos tipos de atomizador: mecánico y de vapor. Los atomizadores de vapor o aire son los más comunes y eficientes, ya que producen una emulsión de vapor y combustible que al ser liberada en el fogón, atomiza el combustible a través de la expansión rápida del vapor.

- c) Cámara de combustión: Está diseñada para acomodar la llama y su función es mantenerla a una temperatura elevada con suficiente duración para que el combustible se quemé sin producir humo u hollín.
- d) Sección de convección: Esta es la sección o parte de la en la que ocurre la mayor transferencia de calor y se produce el vapor.

En una caldera acuotubular, la sección de convección se compone de varios tipos de tubos de vapor y de agua. Entre los arreglos de los tubos se encuentran las siguientes configuraciones:

- Tubos inclinados
- Tubos curvados

La caldera analizada cuenta con una sección de convección de tubos inclinados.

Las calderas grandes, que producen vapor sobrecalentado, tienen una sección de sobrecalentamiento y un calentador de aire.

- e) Chimenea: A través de ella, se provee un pasaje de salida de aire y de escape de los gases de emisión, así como cualquier calor residual.

Es en la chimenea donde ocurre la mayor pérdida de calor. Dicha pérdida es inevitable, pero su magnitud depende, tanto de la cantidad de hidrógeno contenido en el combustible, como del exceso de aire empleado en la combustión.

- f) Equipo para el manejo de aire: El término "Tiro" se usa para designar la presión estática en el pasaje de aire o gas en la chimenea de un horno o caldera.

Existen varios tipos de tiro: Forzado, inducido, balanceado y natural. Los ventiladores de tiro ayudan al movimiento del aire a través de la caldera, añadiendo suficiente energía para vencer la resistencia a circular causada por los conductos y calentadores de aire, quemador y tabiques del sistema. Los ventiladores de tiro forzado se localizan, usualmente, al lado del hogar o cámara de combustión.

- g) Instrumental: Incluye todos los implementos de medición y regulación del sistema; como lo son manómetros, medidores de flujo, termocuplas, etc.

B. Combustibles

Las calderas pueden quemar una gama de combustibles que varían desde gas natural hasta material sólido de desecho. Los tres combustibles principales son: Gas, aceite y carbón.

Los combustibles gaseosos, como lo son el propano, butano y gas natural son de fácil combustión ya que se encuentran vaporizados y solamente se requiere mezclarlos con aire para obtener una mezcla que se puede quemar rápidamente.

Como en años recientes, el gas se ha tornado progresivamente escaso, la industria ha tenido que buscar combustibles alternos. El "fuel oil" se encuentra disponible en varios grados, diferenciados por la viscosidad (medida de resistencia interna del líquido a fluir) y el contenido de azufre.

La caldera analizada opera con "fuel oil # 6", el cual se caracteriza por su alta viscosidad y, por tanto, debe ser precalentado para poder bombearse. El combustible líquido no se quema en dicho estado, sino debe ser convertido a partículas pequeñas, por medio de atomización y vaporización.

Las características del "fuel oil # 6" (Bunker) son:

Densidad = 8.03 libras/galón

Gravedad relativa = 0.965

Valor calorífico alto (HHV) = 150,000 Btu/galón

Composición en peso: 86.0% Carbono
11.5% Hidrógeno

2.5% Azufre

0.08% Cenizas (10)

C. Eficiencia de calderas:

En teoría la eficiencia de la caldera se mide relacionando el calor absorbido por el agua alimentada y el calor producido en el horno. Tomando en cuenta las dificultades que se encuentran para referir la eficiencia a estos parámetros, ésta se define en forma simplificada, como la relación entre el calor del vapor de salida y el calor contenido en el combustible alimentado.

La energía entra al sistema como combustible, aire de combustión y agua alimentada y sale como caudal aprovechable de vapor y pérdidas.

La eficiencia de una caldera es afectada por la cantidad de aire de combustión que se suministra al quemador. El aire teórico es la cantidad de aire requerido para una combustión completa, y el exceso de aire se refiere a la cantidad que se suministra adicionalmente, respecto a lo requerido por la combustión.

1) Nivel de exceso de aire:

Se puede determinar midiendo los flujos de combustible y aire, sacando la relación: aire de combustión/comcombustible. También se puede evaluar utilizando mediciones de oxígeno y dióxido de carbono en los gases de chimenea, y conocer las relaciones entre sus concentraciones y el porcentaje de exceso de aire para un combustible en particular. Para

efectuar las mediciones de porcentaje de CO₂ y O₂, existe el análisis ORSAT. El principio de operación de dicho análisis consiste en someter un volumen conocido de muestra a un contacto sucesivo con soluciones químicas que absorben componentes químicos específicos. Una disminución en el volumen de la muestra, después de cada absorción, representa el porcentaje de un componente en particular en la mezcla total. (4 y 7)

Este es el principio de operación del "Bacharach", instrumento que se utiliza para realizar análisis de gases de chimenea. Una lectura baja de porcentaje de CO₂ o alta de O₂, indica la presencia de un exceso de aire.

De la experiencia se conoce que un exceso de aire recomendable para la combustión del bunker oscila entre un 10-15% .

2) Tiro:

El tiro determina la razón a la que los gases de combustión pasan a través del fogón o la caldera.

Un tiro excesivo puede producir un aumento en la temperatura de chimenea y una reducción del porcentaje de CO₂ en los gases de combustión. Un tiro inadecuado puede resultar en insuficiente aire de combustión y en una operación humeante. El tiro perfecto produce una llama copada y proporciona un tiempo máximo para que exista combustión perfecta y limpia.

Las lecturas de tiro se toman normalmente en el fogón y la chimenea. Este, además, debe ser suficientemente alto para prevenir presión positiva en la cámara de combustión. (10)

3) Pérdidas en la chimenea:

En general, existen cuatro fuentes de pérdida en una caldera:

- * gases de chimenea
- * caídas de presión del vapor en el proceso
- * purgas y condensado
- * pérdidas por convección y radiación

Las pérdidas de calor por radiación en las paredes del fogón y purga del colector de vapor son pequeñas comparadas con la pérdida que existe en los gases de chimenea. Esta última puede variar desde un 30% en calderas deficientemente diseñadas y operadas, hasta un 7% en calderas grandes y eficientes, que han sido equipadas con economizadores y/o precalentadores de aire, para recuperar todo el calor posible.

La temperatura de los gases de combustión es afectada por los siguientes factores: Tipo de combustible, exceso de aire, tipo de quemador, superficies de transferencia de calor, condiciones atmosféricas, carga, etc.

La temperatura neta en la chimenea se obtiene restando la temperatura ambiente de la temperatura de los gases de combustión. Si ésta alcanza valores muy elevados, significa un desperdicio de calor en la atmósfera.

Lo óptimo es lograr una temperatura de chimenea tan baja como sea posible, pues esto, usualmente, incrementa la eficiencia; sin embargo, como se mencionara ^{posteriormente} anteriormente, debe evitarse la corrosión en el extremo frío, manteniendo la temperatura por encima del punto de rocío. Este límite o temperatura crítica depende del contenido de azufre del combustible. En el caso del bunker, el ácido sulfúrico tiene un punto de rocío de 300 grados Fahrenheit.

La energía de los gases de chimenea puede ser utilizada para satisfacer otros requerimientos de calor, como son el precalentamiento de agua y/o aire de combustión.

Algunos de los intercambiadores que pueden ser empleados en la recuperación de energía son: Disco rotatorio y tubos aletados para el precalentamiento de aire de combustión e intercambiadores de concha y tubo o de tubos concéntricos para agua de alimentación.

En este caso, dado que la caldera analizada cuenta con un disco "Ljungstrom", se describirá, brevemente, los discos rotatorios: Este es un dispositivo que rota a través de dos corrientes, fría y caliente. Al pasar los gases calientes de un lado, sube el contenido de calor del disco; éste inmediatamente rota hacia el lado frío y el flujo de aire es calentado por el calor sensible del disco.

Estos discos están hechos de materiales que capturen parte

del calor latente de vaporización. En general, puede decirse que estos dispositivos son efectivos en un 85%.

4) Condiciones de salida de los gases de chimenea: ✓

Los gases de combustión deben ser descargados a una altura tal, que la concentración de olores y componentes tóxicos esté dentro de los límites permisibles, a nivel del suelo.

Las chimeneas crean tiro y éste debe tener un valor en el que la velocidad que llevan los gases permita su arrastre. Para esto, a veces, se requiere la utilización de ventiladores de tiro forzado.

Existen recomendaciones acerca de la velocidad de salida de los gases de chimenea, que se calcula dividiendo la razón de flujo entre el área por donde éstos circulan. Hay, por tanto, una velocidad de viento crítica para cada velocidad de salida, abajo de la cual el viento corta el flujo de gases y no existe la "pluma" que no es más que la dispersión hacia arriba de los gases de chimenea en el ambiente. (2)

Mientras mas alta es la velocidad de salida de los gases, mayor es la dispersión. Si la razón de descarga cae sustancialmente por debajo del flujo para el que la chimenea fue diseñada, la concentración de contaminación puede ser excesiva.

Algunas veces las chimeneas son diseñadas para una razón de gases que no se alcanzará hasta que ocurra una expansión de la planta; en estos casos la chimenea se puede adaptar a un flujo inicial menor, colocando una boquilla o constrictor del área superior por donde salen los gases de chimenea. Esto, obviamente, requiere una mayor potencia del ventilador de tiro forzado, pero tiene la ventaja de que aumenta también la velocidad de salida. (2)

D. Características del equipo

La caldera es una de las cuatro que operan en la planta de producción de Industria Papelera Centroamericana, S.A. Es la caldera de mayor capacidad y está diseñada para producir 100,000 libras de vapor/hora.

La caldera es de 3,000 BHP, de tipo acuotubular, con una disposición de tubos inclinados. Produce vapor sobrecalentado y se opera a un 50% de su capacidad.

El vapor producido por la misma se emplea en:

- Calentamiento de rodillos de secado de papel.
- Mover turbinas de máquinas elaboradoras de papel.
- Por medio de un turbogenerador, para producir energía eléctrica.

La caldera es operada con "fuel oil # 6" (bunker)

Posee un ventilador de tiro forzado de 125 hP

Posee un calentador de combustible y se trabaja con atomización con vapor.

El aire de combustión es precalentado por un radiador de vapor y por un disco rotatorio (Ljungstrom) que transfiere calor de los gases de chimenea al aire proveniente del radiador.

III. HIPOTESIS Y METODOLOGIA

Las hipótesis básicas respecto al problema de lluvia ácida local producida por la caldera de 3,000 BHP de IPCA son:

- 1) Existe un exceso de aire muy alto, por lo que los gases de chimenea salen a una temperatura inferior al punto de rocío del ácido sulfúrico, lo cual causa condensación inmediata.
- 2) El disco precalentador de aire de combustión está enfriando los gases de chimenea por debajo del punto de rocío, con lo cual existe una condensación de ácido sulfúrico en las superficies metálicas aledañas.
- 3) La velocidad de salida de los gases de chimenea se encuentra en relación crítica con la velocidad del viento de la zona, por lo que se alcanza una contaminación a nivel del suelo, que supera los máximos permisibles.

Para corroborar las hipótesis planteadas, se llevará a cabo el análisis ORSAT de los gases de chimenea y se obtendrá el porcentaje de exceso de aire utilizado en la operación.

Se obtendrá un registro histórico de las temperaturas de salida de los gases de chimenea después de haber sido enfriados y se clasificarán en tres estaciones diferentes:

| | |
|-------------------------|-------------------|
| Epoca seca - fría | (enero - febrero) |
| Epoca seca - calurosa | (marzo - abril) |
| Epoca húmeda - calurosa | (mayo - junio) |

Con estos datos se realizarán distribuciones de frecuencia y se comprobará si la temperatura promedio de las frecuencias está por debajo o no del punto de rocío del ácido sulfúrico.

Por último, se obtendrá datos climatológicos de la región y se calculará el volumen y velocidad de salida de los gases de chimenea para verificar si está en condiciones críticas.

IV. RESULTADOS

Los datos con los que se realizaron los balances de masa y energía son correspondientes al día 24 de Junio de 1989; los cuales fueron obtenidos durante evaluación sucesiva de parámetros:

Temperatura de aire de combustión = 345 °F

Temperatura ambiente = 90 °F

Temperatura de agua de alimentación = 225.6 °F

Flujo de combustible = 312 gal/h

Temperatura de salida del vapor = 562 °F

Presión de salida del vapor = 270 psi

Temperatura de salida de gases de chimenea = 556 °F
(antes de precalentador)

Análisis ORSAT: 0.79% de O₂, lo cual indica un exceso de aire del 4%

Altura de chimenea = 40 pies

Diámetro de chimenea = 4 pies

Valor de calor alto del bunker (HHV) = 150,000 Btu/gal

Para fines de cálculo se asume combustión completa y se sabe que la caldera está siendo operada al 50% de su capacidad.

De las hojas de control de caldera se obtuvieron las siguientes temperaturas:

Temperatura de aire de combustión antes de precalentador

Temperatura de aire de combustión después de precalentador

Temperatura de gases de chimenea antes de precalentador

Temperatura de gases de chimenea después de precalentador

Por medio de la hoja electrónica "LOTUS", se obtuvo la distribución de frecuencia de la temperatura en cada una de estas zonas, registradas de Enero a Junio, separadas en bimestres. A continuación se presenta los resultados:

Tabla 1

Análisis de gases de chimenea

| Antes de precalentador | | Después de precalentador | |
|------------------------|-----------------|--------------------------|-----------------|
| T° (°F) | %O ₂ | T° (°F) | %O ₂ |
| 572 | 0.5 | 310 | 0 |
| 572 | 1.0 | 310 | 0 |
| 572 | 0.5 | 310 | 0 |
| 572 | 1.0 | 310 | 0 |
| 572 | 0.8 | 310 | 0 |
| 572 | 0.5 | 310 | 0 |
| 541 | 0.5 | 295 | 0 |
| 541 | 0.5 | 300 | 0 |
| 545 | 1.0 | 300 | 0 |
| 536 | 1.0 | 296 | 0 |
| 541 | 1.0 | 298 | 0 |
| 545 | 1.0 | 300 | 0 |
| 545 | 1.0 | 299 | 0 |
| \bar{X} 556 | 0.79 | 303 | 0 |

Con estos resultados promedio y las gráficas del apéndice C, se tiene que el exceso de aire es del 4% y la eficiencia de combustión del 84%.

BALANCE DE MASA

| ENTRADAS | | | | SALIDAS | | |
|----------|----------------|--------|-------|------------------|--------|-------|
| | | Libras | Moles | | Libras | Moles |
| Bunker | C | 2,155 | 180 | O ₂ | 415 | 13 |
| | H | 288 | 286 | N ₂ | 35,540 | 1,269 |
| | S | 62 | 2 | CO ₂ | 7,900 | 180 |
| Aire | O ₂ | 10,797 | 337 | H ₂ O | 2,573 | 143 |
| | N ₂ | 35,540 | 1,269 | SO ₂ | 125 | 2 |

BALANCE DE ENERGIA ✓

$E_{calders} * \text{Energía que entra} = \text{Energía que sale}$

$$0.81 * HHV * m_{combustible} = m_{vapor} * (H_{vap} - h_{ag^{ua}})$$

$$0.81 * (150,000 \text{ Btu/gal}) * 312 \text{ gal/h} = 33,364 \text{ lb}_{vap}/h * 1,103 \text{ Btu/lb}$$

$$37,908,000 \text{ Btu/h} = 37,908,302 \text{ Btu/h}$$

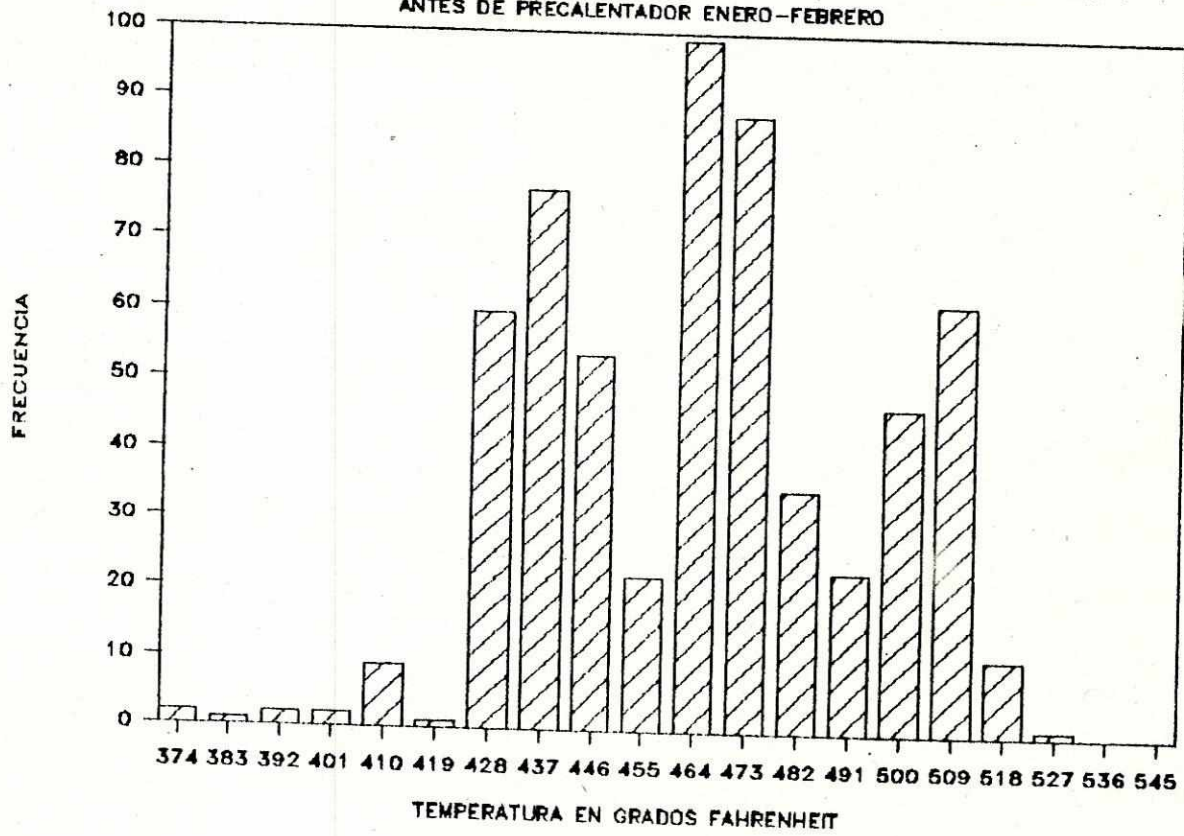
En el apéndice C puede notarse que con base en los datos de diseño y obteniendo el vapor teórico generado, existen pérdidas del 27% por convección y radiación.

En el apéndice C puede observarse los cálculos de volumen y velocidad de salida de los gases de chimenea: Volumen=2,762pie³
velocidad=17.3pie/h
comparando la velocidad de salida de los gases con la velocidad del viento, se nota que existe relación crítica entre ambas, pues se cae por debajo de la relación mínima.

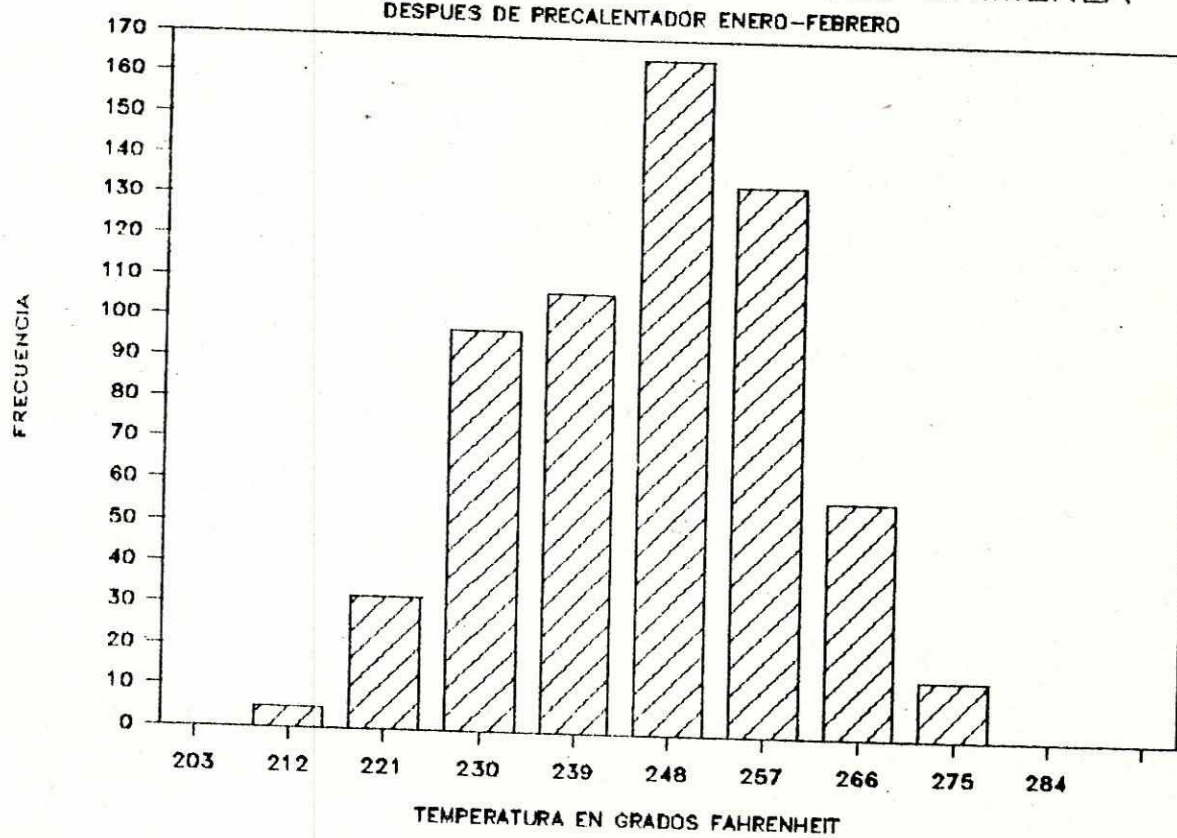
(Gráfica No3, apéndice C)

Según análisis económico, (Apéndice C) al disminuir el calor recuperado en un 30% se pierde 1.0134 e+11 Btu/año, equivalente a 1.35 e+6 Quetzales/año.

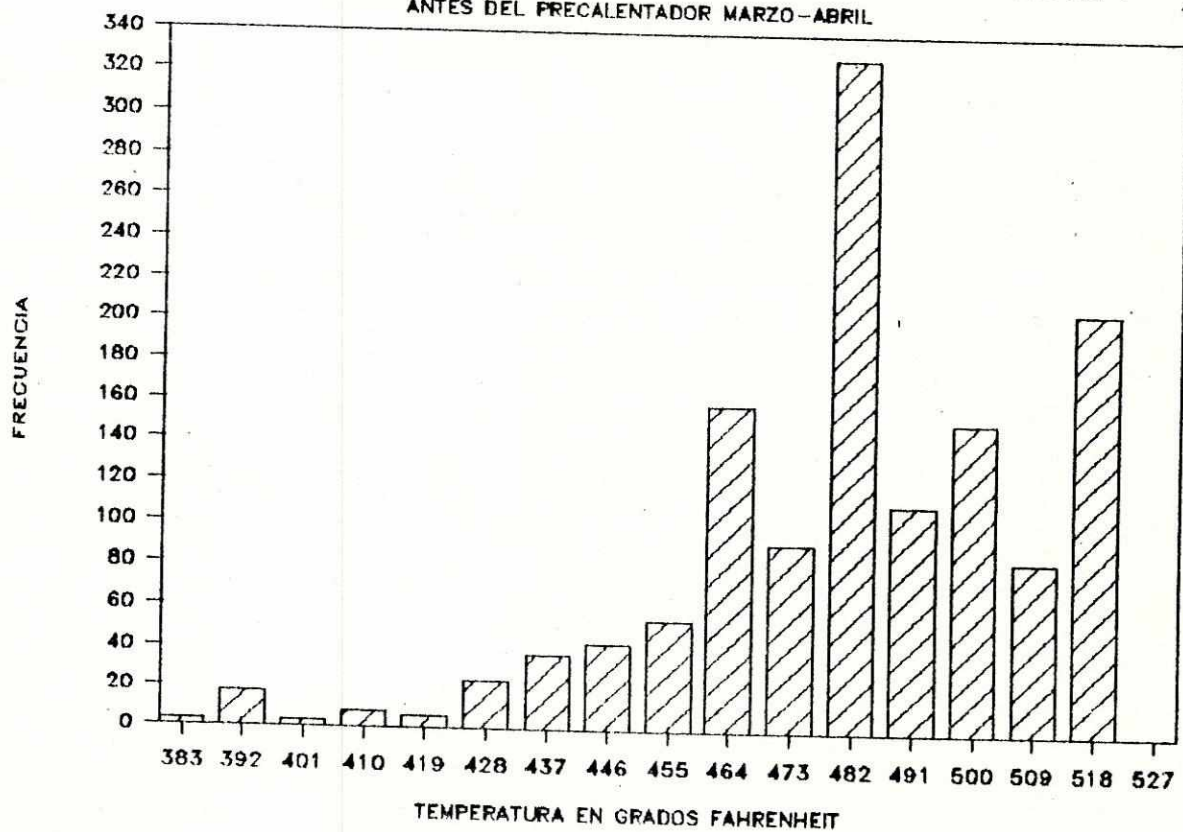
GRAFICA # 1 TEMPERATURA GASES CHIMENEA
 ANTES DE PRECALENTADOR ENERO-FEBRERO



GRAFICA # 2 TEMPERATURA GASES CHIMENEA
DESPUES DE PRECALENTADOR ENERO-FEBRERO

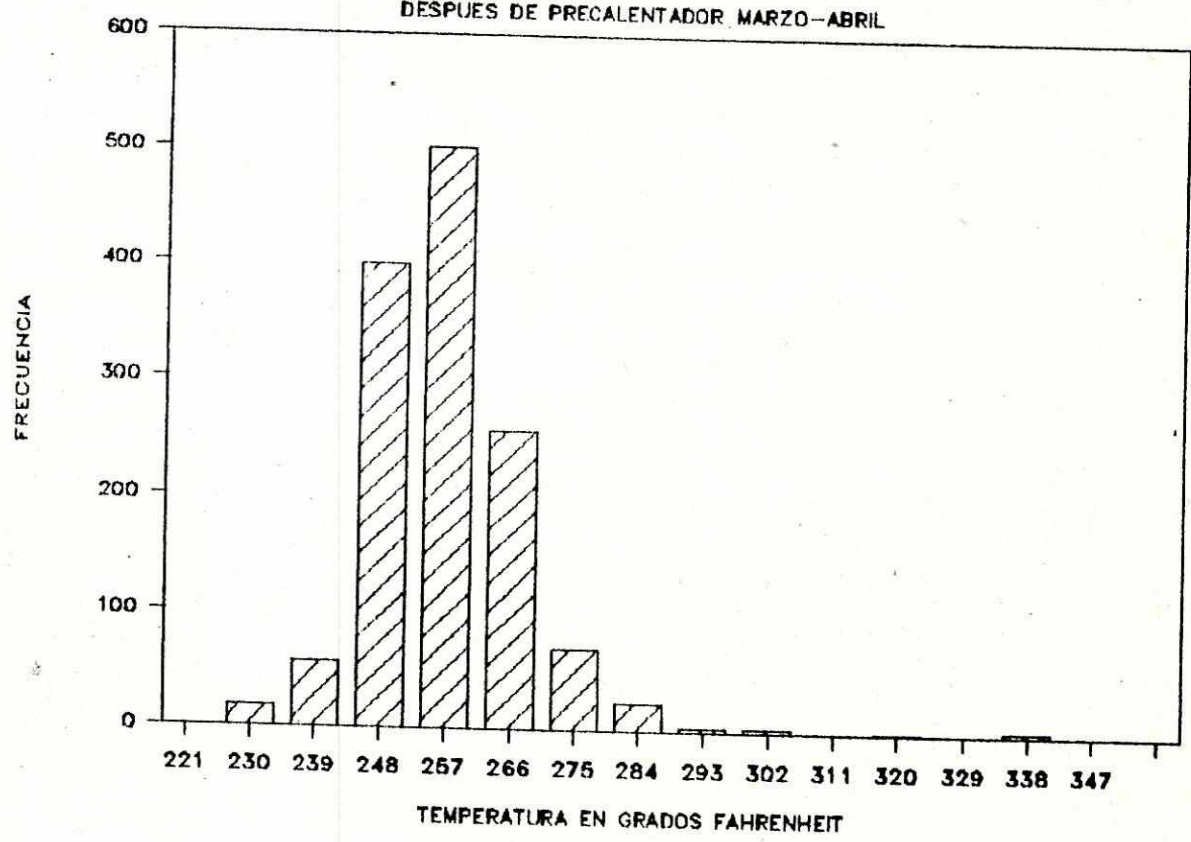


GRAFICA # 3 TEMPERATURA GASES CHIMENEA
 ANTES DEL PRECALENTADOR MARZO-ABRIL

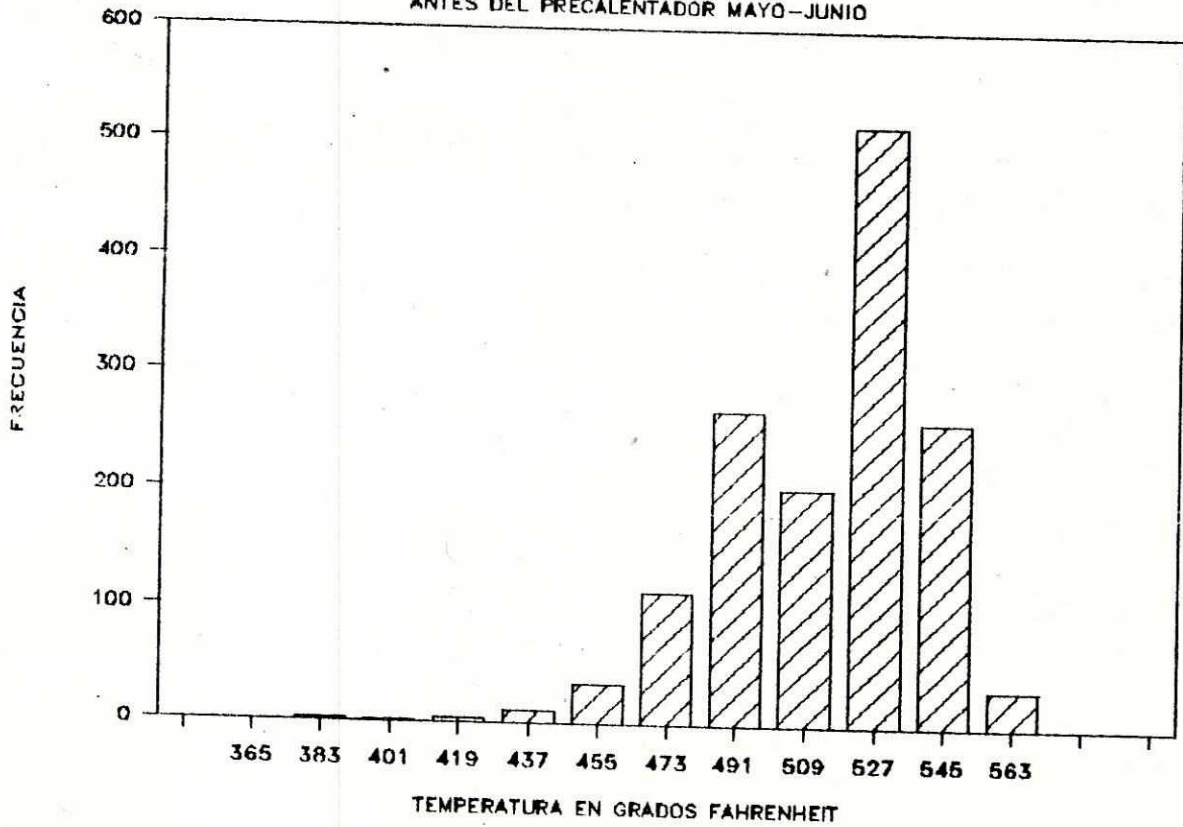


BIBLIOTECA
 DE LA
 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

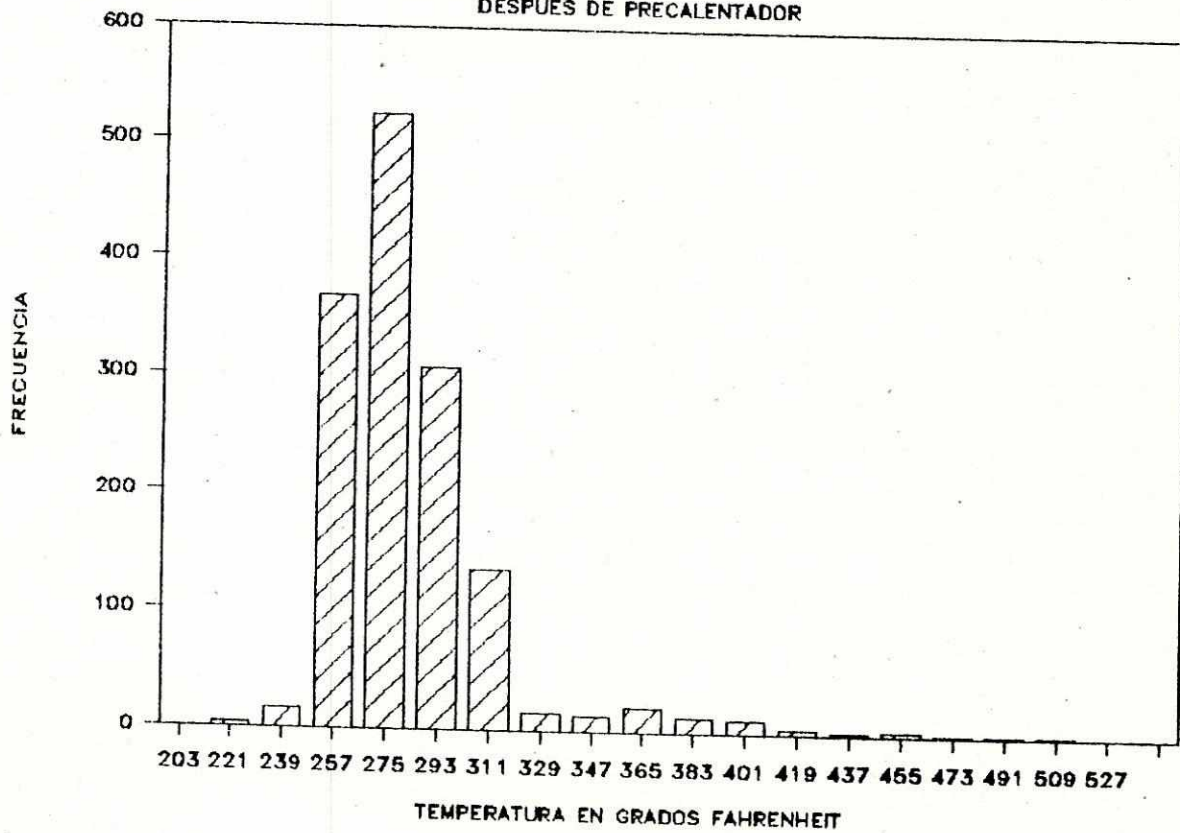
GRAFICA # 4 TEMPERATURA GASES CHIMENEA
DESPUES DE PRECALENTADOR MARZO-ABRIL



GRAFICA # 5 TEMPERATURA GASES CHIMENEA
ANTES DEL PRECALENTADOR MAYO-JUNIO



GRAFICA # 6 TEMPERATURA GASES CHIMENEA
DESPUES DE PRECALENTADOR



V. CONCLUSIONES

1. El exceso de aire con el que se está trabajando actualmente es del 4%, por tanto, la reducción en la temperatura de los gases de chimenea no se debe a un alto valor de exceso de aire.
2. La lluvia ácida local se debe a que los gases de chimenea alcanzan la temperatura de rocío del ácido sulfúrico, como consecuencia del enfriamiento provocado por el precalentador de aire.
3. Existe una contaminación a nivel del suelo, debido a que los gases de chimenea no se elevan y dispersan a una velocidad adecuada respecto de la velocidad del viento.

VI. RECOMENDACIONES

1. Para resolver el problema de enfriamiento excesivo de los gases de chimenea, sin dejar de recuperar el calor del todo, es recomendable regular el flujo de aire, que pasa por el disco Ljungstrom. Según los cálculos que pueden revisarse en el apéndice C, el calor recuperado, actualmente, debe disminuirse en un 30% y así la temperatura de salida no alcanzará el punto de rocío, y se mantendrá en un estimado de 325 grados Fahrenheit (con un factor de seguridad del 10%). Esto se puede llevar a cabo colocando una válvula reguladora de flujo, como lo es un "bypass" .

Aunque resolver este problema supone una "pérdida" que supera un millón de quetzales al año, esto debe considerarse éticamente, para prevenir contaminación ambiental.

2. Como la caldera se opera actualmente a un 50% de su capacidad, existe un sobredimensionamiento de la chimenea respecto del volumen de gases de combustión que está siendo manejado.

Dado que esto produce una velocidad de salida insuficiente para la dispersión, teóricamente el problema puede resolverse adaptando la chimenea a un flujo inicial menor, por medio de una boquilla u otra constricción del área superior por donde salen los gases de chimenea.

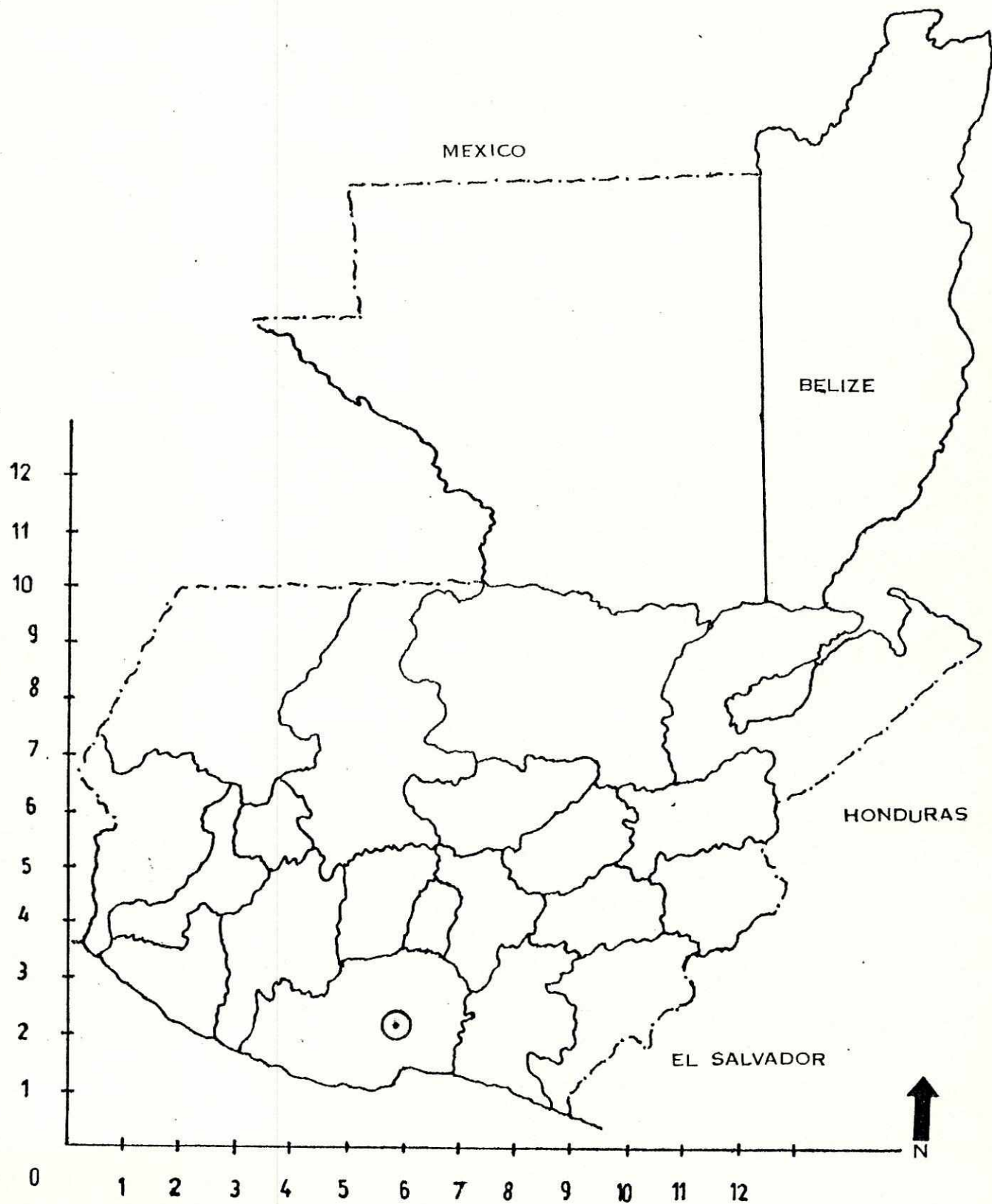
Dado que la lluvia ácida local es producto de los dos factores antes mencionados, tendría que aplicarse ambas medidas correctivas para prevenir la contaminación y evitar que IPCA incurra en gastos de sustitución de techos, chimenea, y eventualmente, en costos sociales y ecológicos.

VII. BIBLIOGRAFIA

1. Atkins, P. Physical Chemistry. 2nd. ed.
1982 San Francisco, W.H. Freeman and Company. 1095 pp.
- 4
2. Carlton Jones D., H. Schneider. "Tall Chimneys"
1968 Chemical Engineering (EE.UU.); Oct.
3. Catalano, L., J. Makansi. "Acid rain conference report".
1984 Power, (EE.UU.); 15 (10): 73
- 2
4. Dyer, D., G. Maples. Boiler efficiency improvement.
1981 3rd edition. Auburn, Alabama (EE.UU.)
Boiler efficiency Institute. 300 pp.
5. EE.UU. Estación Experimental de Ingeniería del Instituto
Tecnológico de Georgia. Mejoramiento de la eficiencia de
operación de calderas de vapor. Versión al español por
ICAITI. 153 pp.
6. Guatemala. Instituto Nacional de Sismología, Vulcanología,
1989 Meteorología e Hidrología. Datos Meteorológicos
de las Cabeceras Departamentales. Sección
Climatología. 75 pp.

- 3 7. Himmelblau, D. Principios y cálculos básicos de la Ingeniería Química. México, D.F. Editorial Continental. 1977. 300 pp.
8. Kreith, F. Principles of Heat Transfer, Pennsylvania, EE.UU. 1968. International Textbook Company. 661 pp.
9. Matheu, E. Manual de operación de caldera No. 4. Industria Papelera Centroamericana, S.A.
10. Principios fundamentales para la eficiencia de caldera. Traducida de una publicación de Exxon Company, U.S.A. Traducción por el Grupo Técnico de Traducción de Esso Inter-América.

Localización de la Planta



CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS DE LA ZONA

Estación Camantulul: Latitud 14° 19' 30"

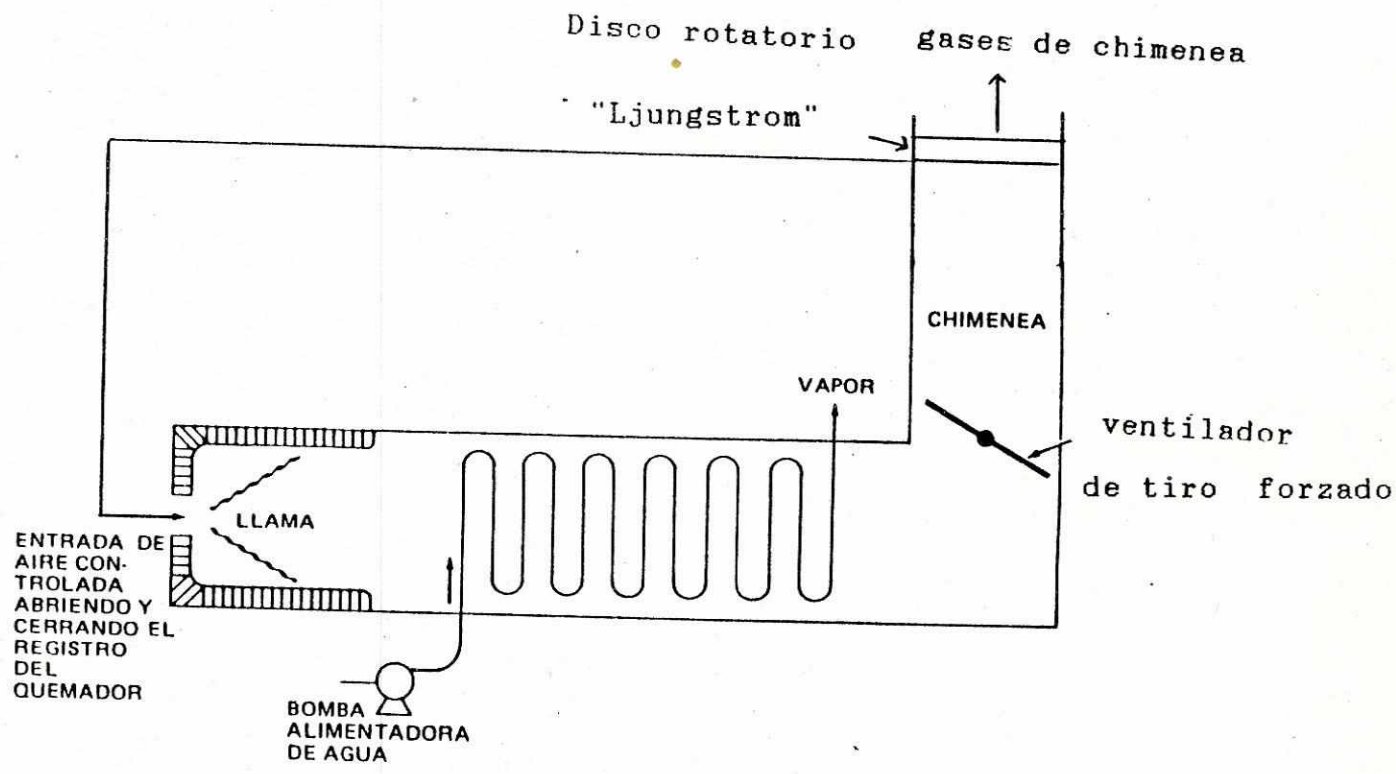
Longitud 91° 03' 03"

Elevación 280 metros.

Departamento de Escuintla, municipio de Santa Lucía.

Las características del clima son: muy húmedo, sin estación seca bien definida, clima cálido y vegetación natural selvática.(6)

APENDICE B



APENDICE C

ANALISIS ORSAT DE GASES DE COMBUSTION

Después de las medidas efectuadas con el "Bacharah" se tiene en promedio que: antes del precalentador $T^{\circ} = 556^{\circ}F$

$\% O_2 = 0.79\%$

después del precalentador $T^{\circ} = 303^{\circ}F$

$\% O_2 = 0\%$

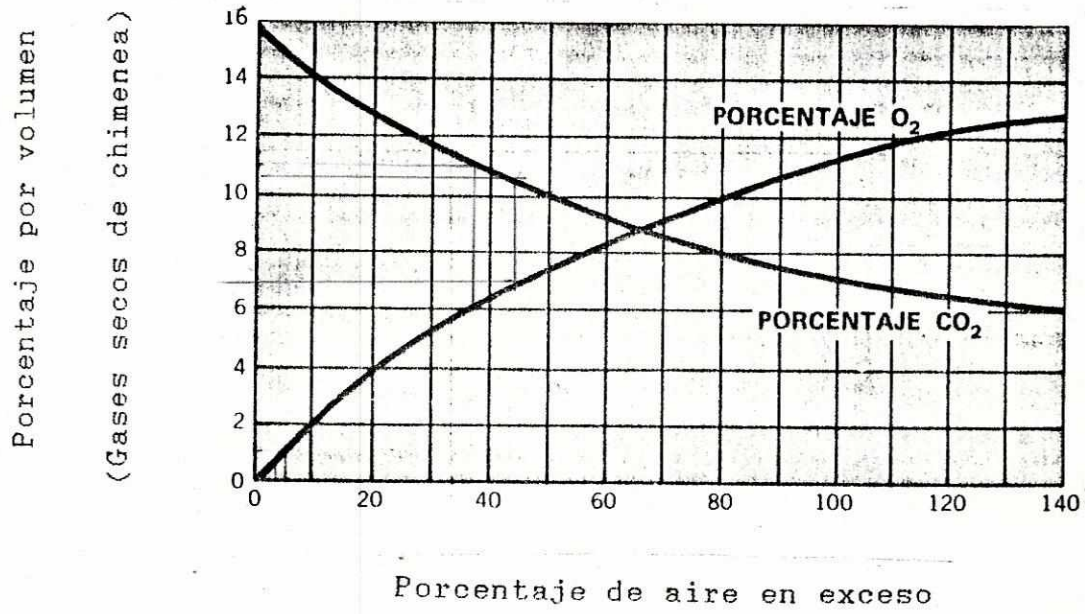
Se llevó a cabo la medición de O_2 , dado que este porcentaje es una medida directa del porcentaje de exceso de aire con el que se trabaja.

Con los resultados obtenidos se infiere de la gráfica No 1 adjunta: $\%$ de volumen de O_2 y CO_2 vrs aire en exceso, que el $\%$ de exceso de aire es del 4%.

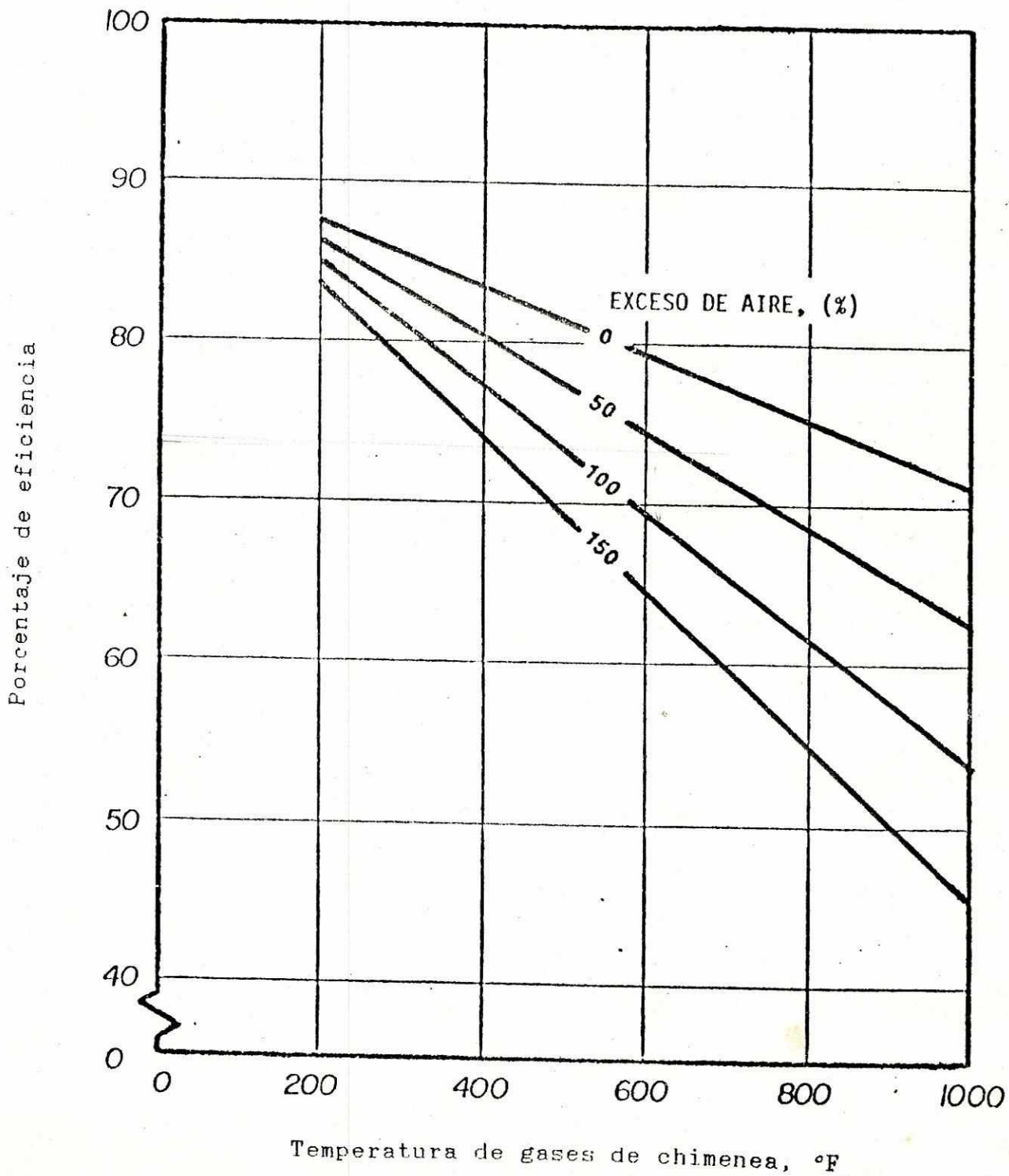
Dado que para el fuel oil #6 (Bunker) el exceso de aire óptimo es de 10 a 15%, el valor es ligeramente bajo; pero de esta manera se comprueba que la baja temperatura en los gases de chimenea no se debe a un gran exceso de aire.

Por otro lado se tiene que según gráfica N° 2 adjunta, con un $\%$ de O_2 del 0.79% y una temperatura neta de chimenea de $556^{\circ}F$ en promedio, se obtiene una eficiencia de combustión de aproximadamente 84%.

GRAFICA No 1

O₂ Y CO₂ vrs. AIRE EN EXCESO

VARIACION EN LA EFICIENCIA DE COMBUSTION
CON LA TEMPERATURA DE GASES DE CHIMENEA
PARA DIFERENTES NIVELES DE EXCESO DE AIRE



BALANCE DE MASA Y CALCULO DE VOLUMEN TEORICO DE AIRE

Para calcular el volumen teórico de aire, se parte del análisis ORSAT de los gases de chimenea, el cual indica un exceso de aire de aproximadamente 4%.

El bunker tiene una composición en peso de:

| |
|--------------|
| 86% C |
| 11.5% H |
| 2.5% S |
| 0.08% Ceniza |

Se conoce que el flujo de combustible es de 312 gal/h y que este tiene una densidad promedio de 8.03 lb/gal, por tanto:

$$312 \text{ gal/h} * 8.03 \text{ lb/gal} = 2,505.36 \text{ lb bunker/h}$$

Moles:

$$\begin{aligned} \text{C: } & 2,505.36 \text{ lb/h} * 0.86 \text{ lb C/lb bunker} * 1 \text{ mol C/12 lb C} = \\ & = 179.55 \text{ moles C} \end{aligned}$$

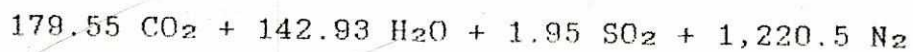
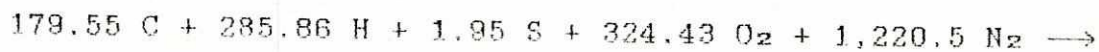
$$\text{H: } 285.86 \text{ moles}$$

$$\text{S: } 1.95 \text{ moles}$$

La composición del aire es: 21% O₂

79% N₂

21% → 324.43 moles O₂, por tanto se infiere que los moles de aire requeridos para tener una combustión perfecta son 1,544.9. Como existe un exceso de aire del 4%, los moles de aire son 1,607.



Luego para obtener el flujo volumétrico de aire:

$$1607 \text{ moles aire/h} * 359 \text{ pie}^3/\text{mol aire} * (345 \text{ }^\circ\text{F} + 460)/492$$

$$94,3754 \text{ pies}^3 \text{ aire / hora} = 15,729 \text{ pies}^3/\text{min}$$

BALANCE DE MASA

base: 1 hora

| | ENTRADAS | | SALIDAS | |
|--------|-----------------------|-------|------------------------|-------|
| | Libras | Moles | Libras | Moles |
| Bunker | C 2,155 | 180 | O ₂ 415 | 13 |
| | H 288 | 286 | N ₂ 35,540 | 1,269 |
| | S 62 | 2 | CO ₂ 7,900 | 180 |
| Aire | O ₂ 10,797 | 337 | H ₂ O 2,573 | 143 |
| | N ₂ 35,540 | 1,269 | SO ₂ 125 | 2 |
| Vapor | para atomización | | | |

BALANCE DE ENERGIA

base:1 hora

Energía que entra=Valor de Calor alto*Flujo de Combustible

Energía que sale=Eficiencia de la Caldera*Energía que entra
 =Flujo de Vapor*(H_{vapor} - h_{agua})

Vapor Real Generado:

Eficiencia de Caldera = Eficiencia de Combustión - 3%

En el análisis OREAT de gases de chimenea se obtuvo una

Eficiencia de combustión = 84%

Por tanto, eficiencia de caldera = 81%

Vapor real generado/h = $E_{caldera} * \frac{\text{consumo combustible} * HHV}{\Delta H}$

$E_{caldera} = F_v(\Delta H) / F_c(HHV)$

$\Delta H = H_v - h_{agua}$

-De tablas de vapor sobrecalentado la entalpía del vapor

a 562 °F y 270 psi es: 1,296.74 Btu/lb

-h_{agua} : entalpía de agua de alimentación

Temperatura de alimentación = 225.6 °F

h = 225.6 - 32 = 193.6 Btu/lb

- $\Delta H = (1,296.74 - 193.6) \text{ Btu/lb} = 1,103.14 \text{ Btu/lb}$

$$\begin{aligned} \text{Vapor real generado/h} &= \frac{0.81 * 312 \text{ gal/h} * 150,000 \text{ Btu/gal}}{1,103.14 \text{ Btu/lb}} \\ &= 34,364 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

Para balance de energía:

Ecaldera * Energía que entra = Energía que sale

$$0.81 * HHV * \dot{m}_{\text{combustible}} = \dot{m}_{\text{vapor}} * (H_{\text{vapor}} - h_{\text{agua}})$$

$$0.81 * (150,000 \text{ Btu/gal}) * 312 \text{ gal/h} = 33,364 \text{ lb}_{\text{vapor}}/\text{h} * 1,103 \text{ Btu/lb}$$

$$37,908,000 \text{ Btu/h} = 37,908,302 \text{ Btu/h}$$

Vapor Teórico Generado:

Por ser caldera de 3000 BHP

W = libras de vapor generado por hora

$$W = 34.5 * \text{BHP} * C_f$$

$$\begin{aligned} C_f = \text{factor de corrección} &= (970.3 \text{ Btu/lb}) / H_v - h_{\text{agua}} \\ &= (970.3 \text{ Btu/lb}) / 1,103 \text{ Btu/lb} \\ &= 0.8795 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W &= (34.5 \text{ lb/h}) / \text{BHP} * 3000 \text{ BHP} * 0.8795 \\ &= 91,028.95 \text{ lb de vapor/hora} \end{aligned}$$

Si se conoce que la caldera opera a la mitad de su capacidad (referencia obtenida de IPCA), teóricamente esta debería producir 45,514.12 lb de vapor/hora.

La caldera produce 34,364 lb de vapor/hora, realmente se puede decir que existe una pérdida de 11,149 lb/h equivalente al 27% en radiación y convección.

CALCULO DE PLUMA, VOLUMEN Y CAPACIDAD CALORIFICA DE GASES DE COMBUSTION

Para poder corroborar si la dispersión de gases de chimenea es tal, que no produzca contaminación a nivel del suelo, se comparó la velocidad del aire ambiente y la velocidad de salida de los gases de combustión.

Existe un valor máximo permisible de concentración de Dióxido de Azufre a nivel del suelo de 10 ppm (2).

Hay dos formas de corroborar si el "impulso" que llevan los gases de chimenea están siendo suficiente para prevenir la condensación del ácido sulfúrico que se forma si se alcanza la temperatura de rocío en su choque con el aire ambiente, en el cual existe una humedad relativa promedio de 78%.

Se sabe por mediciones efectuadas que la caída de presión en el sistema es de aproximadamente 15 plg de agua (entre el hogar y la chimenea); entonces en base al flujo teórico de aire calculado en el balance de masa y con el tiro = 15 plg de agua se comparan los hP requeridos con los hP que tiene el ventilador de tiro forzado (125 hP).

$$15 \text{ plg} = 0.5419 \text{ psi}$$

$$0.54 \text{ psi} * 144 \text{ plg}^2/\text{pie}^2 = 78.03 \text{ lb}/\text{pie}^2$$

$$\text{hP} = Q * P / 33,000 * \text{eficiencia}$$

$$\text{Sabemos que } Q = 15,729 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Asumiendo una eficiencia del ventilador = 0.6

$$hP = (15,729 \text{ pie}^3/\text{min} * 78.03 \text{ lb}/\text{pie}^2) / (33,000 * 0.6)$$

$$hP = 82$$

Como $hP \leq 125$ hP, se infiere que el tiro de la chimenea se adecua a las condiciones de trabajo.

Cálculo del volumen de los gases de combustión:

Se conoce del balance de masa:

| Compuesto | Moles | Fracción molar en mezcla | Constantes de Van der Waals | |
|------------------|-------|-----------------------------|--------------------------------|------|
| | | | a | b |
| O ₂ | 13 | 0.008 | 2.2 e+4 | 0.52 |
| N ₂ | 1,269 | 0.79 | 2.2 e+4 | 0.62 |
| CO ₂ | 180 | 0.11 | 5.8 e+4 | 0.69 |
| H ₂ O | 143 | 0.089 | 8.9 e+4 | 0.50 |
| SO ₂ | 2 | 0.001 | 1.1 e+5 | 0.92 |
| | | | | (1) |

$$(\bar{a})^2 = f_1*(a_1)^2 + f_2*(a_2)^2 + f_3*(a_3)^2 + \dots + f_n*(a_n)^2. \quad (7)$$

Sustituyendo valores en esta expresión se tiene que

$$= 1.19 + 116.69 + 27.05 + 26.52 + 0.397$$

$$\bar{a} = 29,531$$

$$\bar{b} = f_1*b_1 + f_2*b_2 + f_3*b_3 + \dots + f_n*b_n.$$

$$\bar{b} = 0.63$$

Utilizando la ecuación promedio de Van der Waals: (7)

$$V^3 - \left(\bar{b} + \frac{RT}{P}\right) * nV^2 + \left(\frac{\bar{a}}{P}\right) * n^2V - \frac{\bar{a} * \bar{b} * n^3}{P} = 0$$

$$R = 10.73 \text{ (psi*pie}^3\text{)}/\text{lb mol } ^\circ\text{R}$$

$$T = 1,016 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$P = 14.7 \text{ psi abs}$$

$$n = 1.607 \text{ moles}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación se tiene:

$$V^3 - (0.63 + 742) * 1,607 * V^2 + 2,009 * 2.6 \text{ e}+6 * V - 2.03 \text{ e}+6 = 0$$

$$V^3 - 1.19 \text{ e}+6 * V^2 + 5.19 \text{ e}+9 * V - 5.25 \text{ e}+12 = 0$$

Resolviendo la ecuación se tiene:

$$V = 2,762.34 \text{ pie}^3$$

Como la base es una hora el flujo volumétrico de gases de combustión es igual a 2,762.34 pie³/h.

Luego sabemos que el área de la chimenea por donde circulan los gases es de:

$$A = \phi * h$$

$$A = 4 \text{ pies} * 40 \text{ pies}$$

$$= 160 \text{ pie}^2$$

Se sabe que la velocidad es:

$$v = \text{flujo volumétrico}/\text{área}$$

$$v = (2762.34 \text{ pie}^3/\text{h}) / 160 \text{ pie}^2$$

$$v = 17.3 \text{ pie}^3/\text{h} = 5 \text{ e}-3 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

Haciendo referencia a gráfica N°3 adjunta, se nota que existe una relación crítica entre la velocidad de salida de los gases de chimenea y la velocidad del viento (cuadro N°2 adjunto).

Cálculo de capacidad calorífica de gases de combustión:

$$C_p = a + b*T + c*T^{-2}$$

| | a | b e-3 | c e-5 | Fracción Molar |
|------------------|-------|-------|-------|----------------|
| O ₂ | 7.16 | 1.0 | -0.40 | 0.008 |
| N ₂ | 6.83 | 0.9 | -0.12 | 0.79 |
| CO ₂ | 10.57 | 2.1 | -2.06 | 0.11 |
| H ₂ O | 7.30 | 2.46 | 0 | 0.09 |
| SO ₂ | 11.04 | 1.88 | -1.84 | 0.001 |

Sustituyendo los valores:

$$O_2 \quad C_p = 7.16 + 1 e^{-3}T - 0.4 e^{-5}T^{-2}$$

$$N_2 \quad C_p = 6.83 + 0.9 e^{-3}T - 0.12 e^{-5}T^{-2}$$

$$CO_2 \quad C_p = 10.57 + 2.1 e^{-3}T - 2.06 e^{-5}T^{-2}$$

$$H_2O \quad C_p = 7.3 + 2.5 e^{-3}T$$

$$SO_2 \quad C_p = 11.04 + 1.88 e^{-3}T - 1.84 e^{-5}T^{-2}$$

Base: 1 mol lb de gas.

Multiplicando por la fracción molar de cada componente y sumando para el C_p promedio de la mezcla de gases se obtiene la ecuación:

$$C_p = 7.3 + 1.2 e^{-3*T} - 3.3 e^{-6*T-2}$$

La temperatura de salida de los gases es de 556 °F para convertirlos a grados Kelvin:

$$K = (556 \text{ °F} + 460)/1.8 = 564 \text{ K}$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene que:

$$C_p = 7.98 \text{ Btu/lb mol °F}$$

Balance de energía en el precalentador:

Se parte del supuesto que el calor ganado por el aire de combustión es igual al calor perdido por los gases de chimenea, por tanto: (8)

$$m_h * C_{ph} * (T_h \text{ entrada} - T_h \text{ salida}) = m_c * C_{pc} * (T_c \text{ salida} - T_c \text{ entrada})$$

El aire se considera como gas ideal con capacidades térmicas constantes:

$$C_p = 7 \text{ Btu/lb mol °F}$$

El suscrito "h" implica gases de chimenea y el suscrito "c" se refiere al aire.

Calor perdido por los gases = Q

$$Q = 47,876 \frac{\text{lb mol aire}}{h} * 7 \frac{\text{Btu}}{\text{lb mol °F}} * (270 \text{ °F} - 150 \text{ °F})$$

$$Q = 40,215,437 \text{ Btu/h}$$

Si $Q = m_h * C_{ph} * \Delta T$ para gases de chimenea

$$m_h * C_{ph} T = 40,215,437 \text{ Btu/h}$$

Si sabemos que $C_{ph} = 7.98 \text{ Btu/lb mol } ^\circ\text{F}$ y $T = 236 \text{ } ^\circ\text{F}$ se despeja $m_h = 21,354 \text{ lb/h}$

Para lograr una recuperación de calor de los gases de chimenea sin que la temperatura caiga por debajo del punto de rocío del ácido sulfúrico se tiene:

* Calor perdido actualmente:

$$\begin{aligned} Q &= 21,354 \text{ lb/h} * 7.98 \text{ Btu/lb mol } ^\circ\text{F} * (493 - 257) ^\circ\text{F} \\ &= 40,215,561 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

* Calor que deberían perder para no alcanzar el punto de rocío:

$$\begin{aligned} Q &= 21,354 \text{ lb/h} * 7.98 \text{ Btu/lb mol } ^\circ\text{F} * (493 - 325) ^\circ\text{F} \\ &= 28,628,026 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

Por diferencia se obtiene que el calor a dejar de aprovechar es de 11,587,134 Btu/h equivalente al 28.8% por tanto habría que reducir el calor perdido por los gases de chimenea aproximadamente en un 30% y esto se puede llevar a cabo regulando el flujo de los gases de chimenea que pasa por el precalentador.

Balance Económico:

Al dejar de aprovechar el calor de gases de chimenea en un 30% significa que la "pérdida" es de:

$$12,064,668 \text{ Btu/h} * 24 \text{ h/día} * 350 \text{ días/año} = 1.0134 \text{ e}+11 \text{ Btu/año}$$

Esto se hizo asumiendo que la planta trabaja 24 horas al día, durante 350 días del año.

Si se asume una eficiencia de combustión de 0.8 para el Bunker se tiene que anualmente se dejaría de recuperar un monto de:

$$\frac{\text{Btu}}{\text{año}} * \frac{1}{\text{Valor de calor alto (HHV)}} * \frac{1}{\text{Efic.}} * \frac{\text{Precio(Quetzales)}}{(\text{ galón })}$$

$$1.0134 \text{ e}+11 \text{ Btu/año} * \frac{1}{150,000 \frac{\text{Btu}}{\text{gal}}} * \frac{1}{0.8} * 1.6 \frac{\text{Q}}{\text{gal}}$$

1.3512 e+6 Quetzales/año.

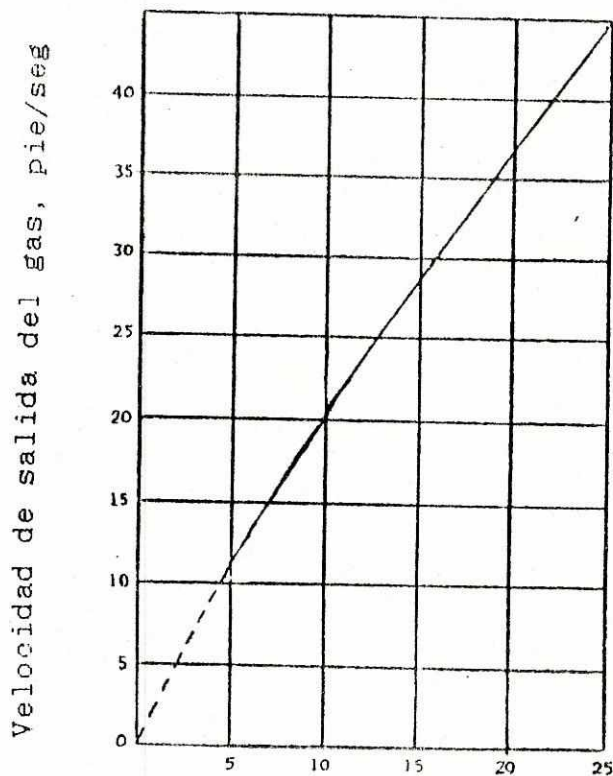
CUADRO N°2

Velocidad del viento para el semestre Enero-Junio

| Mes | Velocidad viento | |
|---------|------------------|------|
| | Km/h | Mph |
| Enero | 2.2 | 1.38 |
| Febrero | 2.7 | 1.69 |
| Marzo | 3.1 | 1.94 |
| Abril | 2.5 | 1.56 |
| Mayo | 2.3 | 1.44 |
| Junio | 1.7 | 1.06 |

GRAFICA No 3

VELOCIDAD DE SALIDA DE GASES vrs. VELOCIDAD CRITICA DE VIENTO

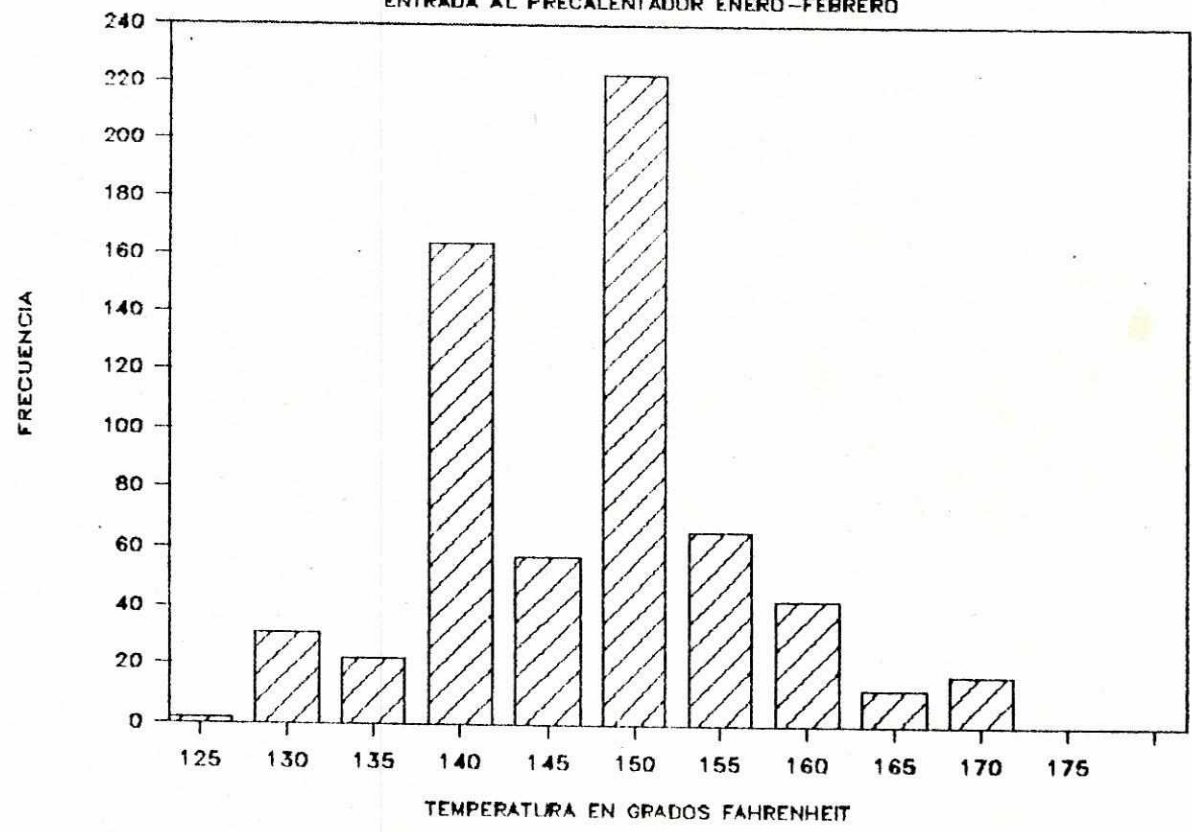


Velocidad del viento, mph

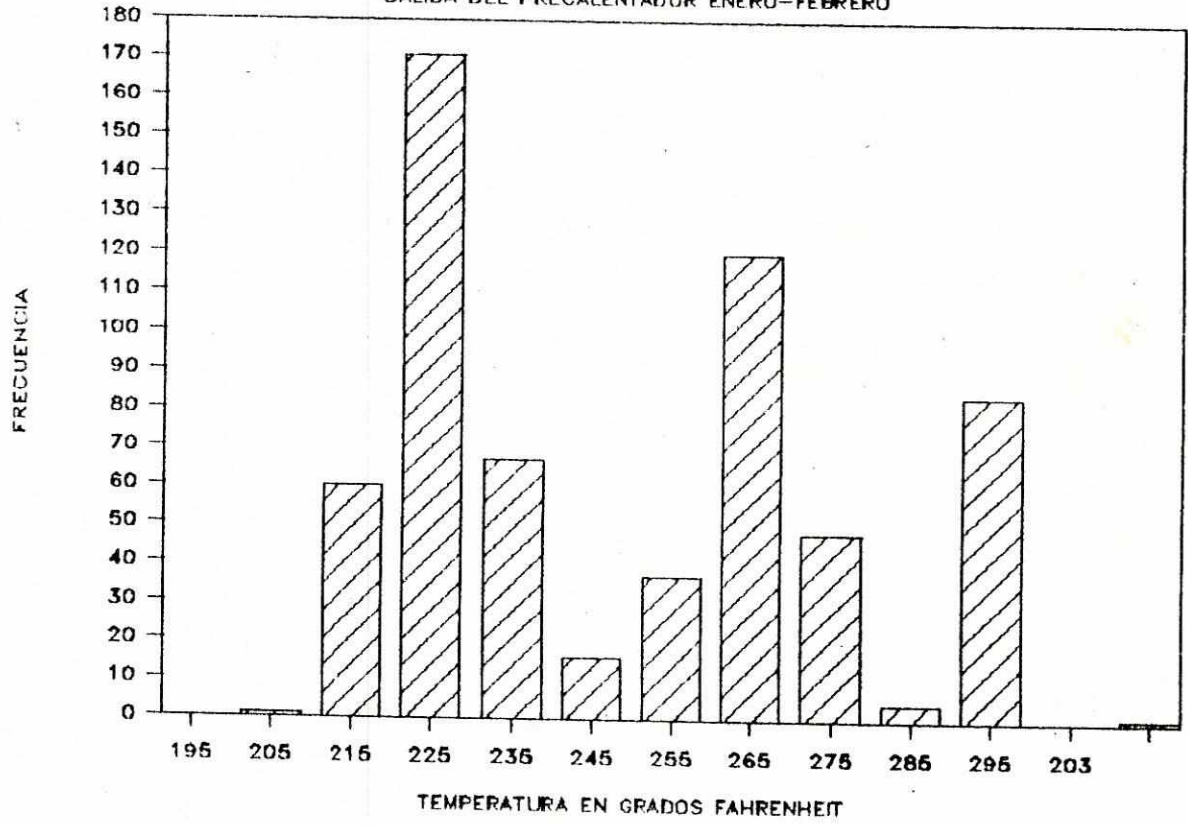
APENCICE D

APENCICE E

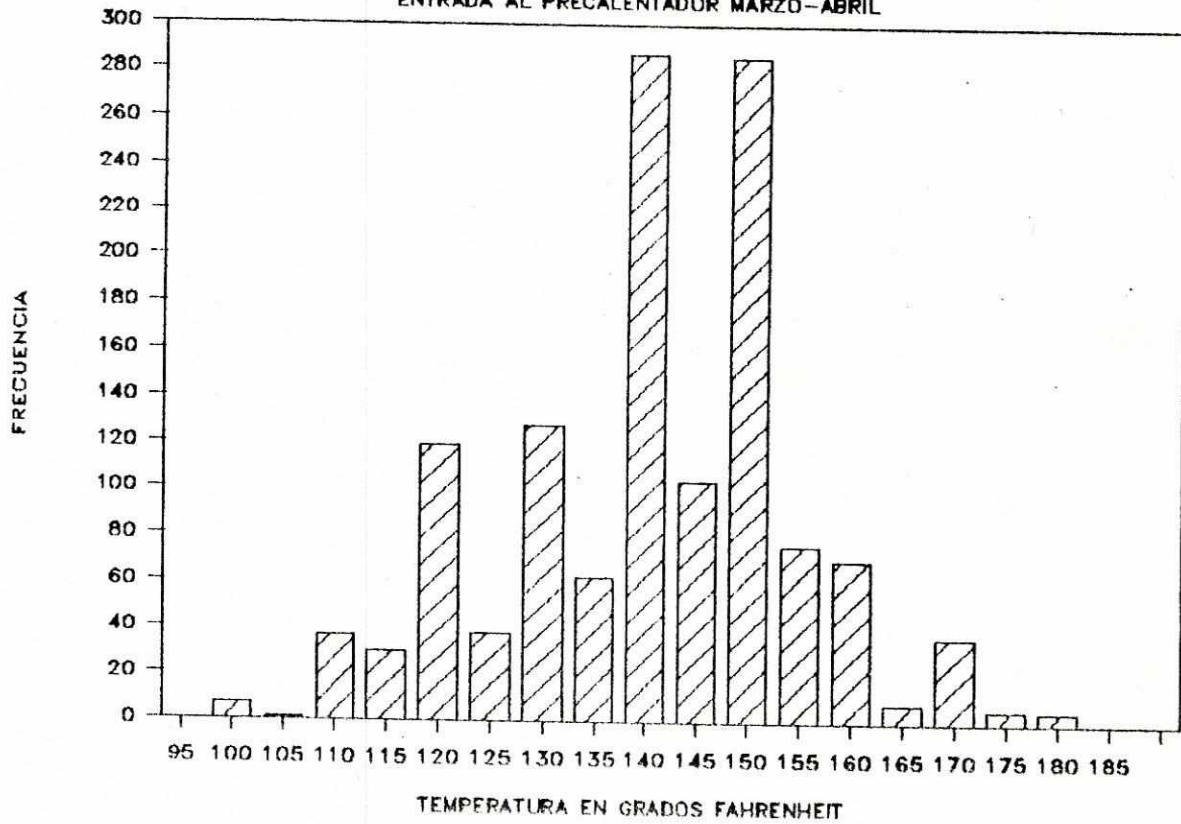
GRAFICA # 7 TEMPERATURA AIRE COMBUSTION
ENTRADA AL PRECALENTADOR ENERO-FEBRERO



GRAFICA # 8 TEMPERATURA AIRE COMBUSTION
SALIDA DEL PRECALENTADOR ENERO-FEBRERO

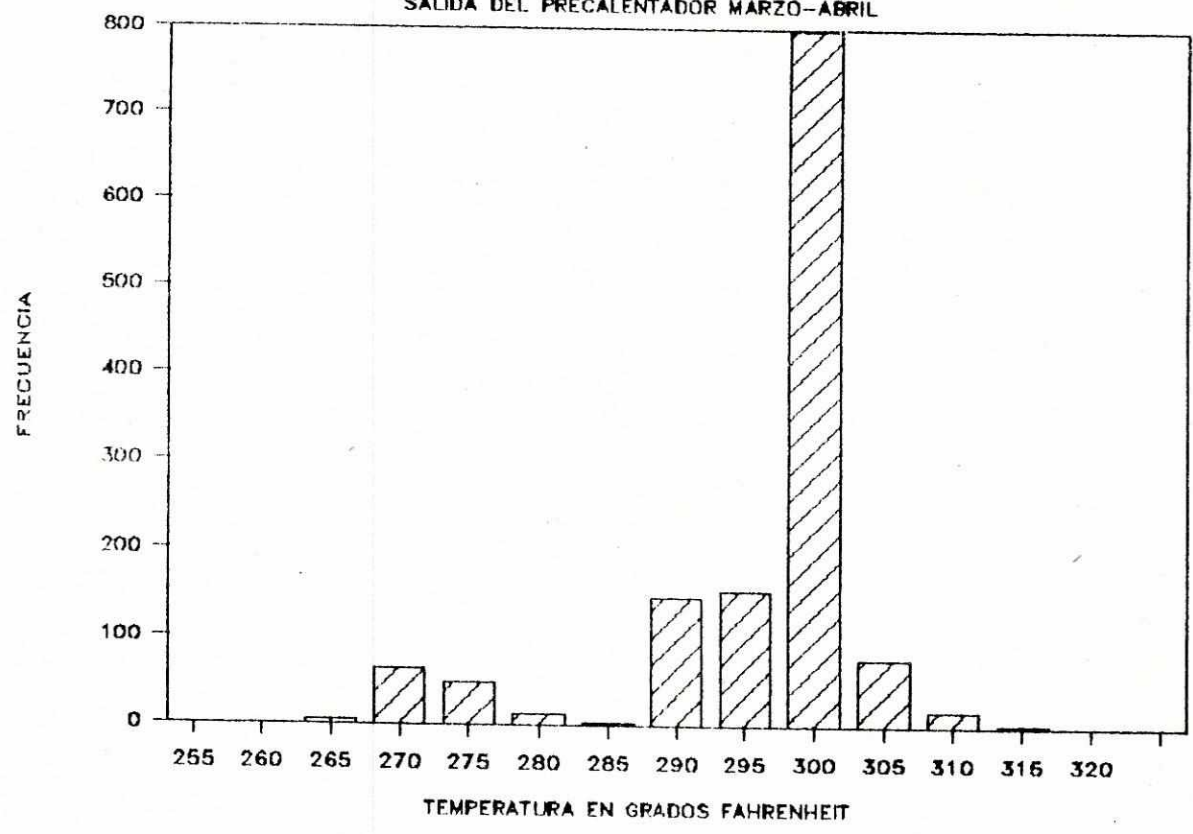


GRAFICA # 9 TEMPERATURA AIRE COMBUSTION
ENTRADA AL PRECALENTADOR MARZO-ABRIL

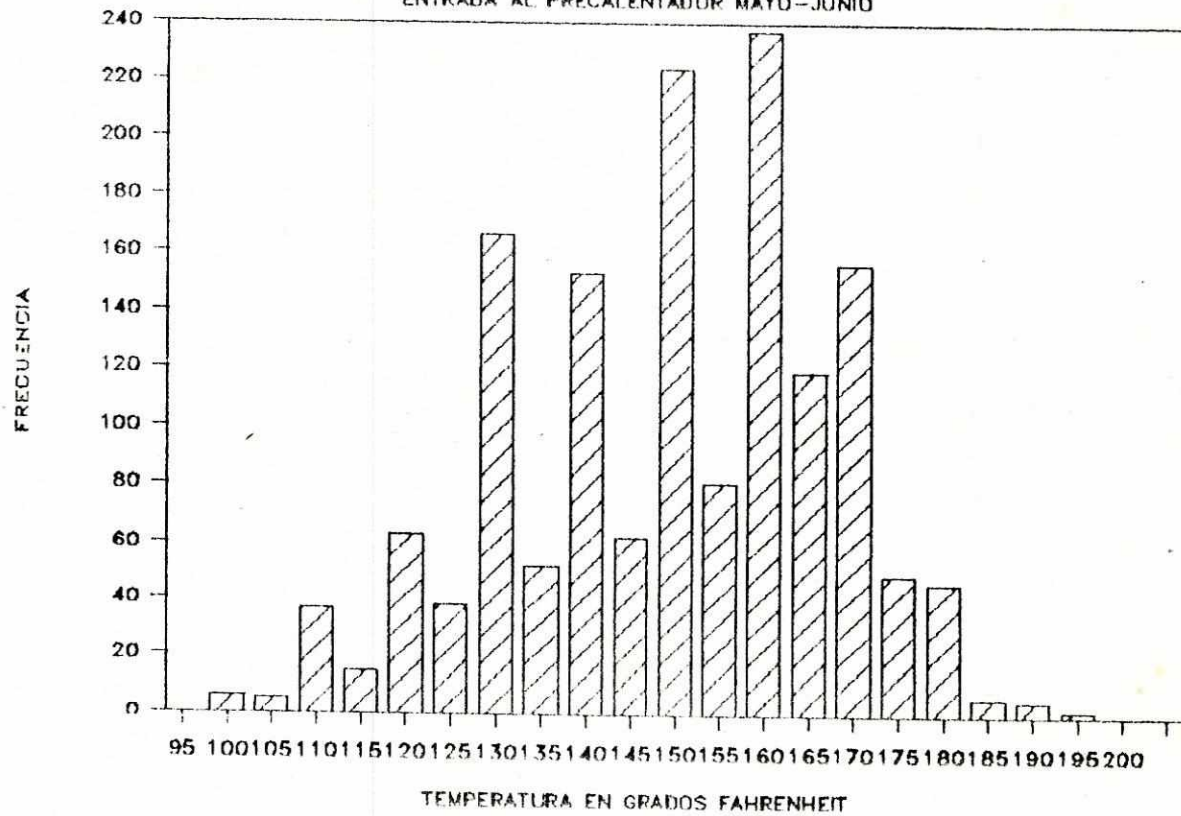


GRAFICA #10 TEMPERATURA AIRE COMBUSTION

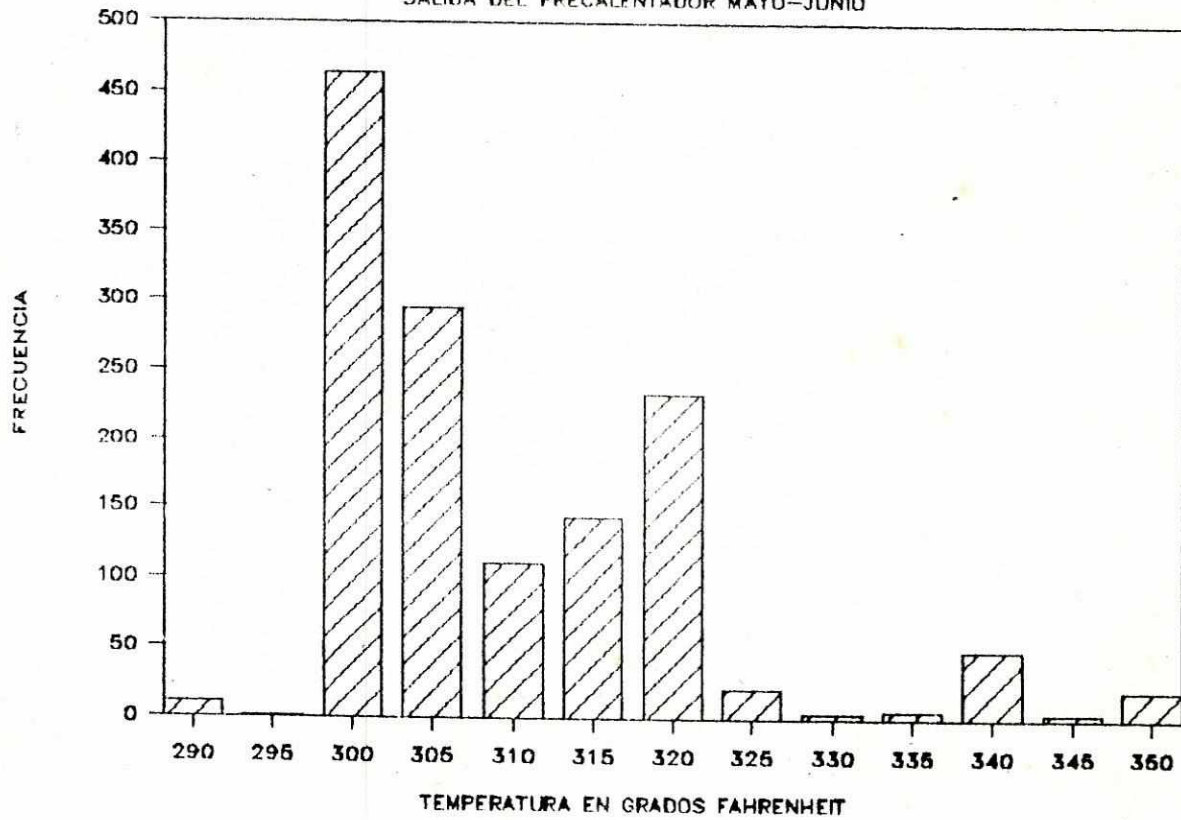
SALIDA DEL PRECALENTADOR MARZO-ABRIL



GRAFICA #11 TEMPERATURA AIRE COMBUSTION
ENTRADA AL PRECALENTADOR MAYO-JUNIO



GRAFICA #12 TEMPERATURA AIRE COMBUSTION
SALIDA DEL PRECALENTADOR MAYO-JUNIO



INDUSTRIA PAPELERA

INFORME D

8005.9

| HORA | PRES VAPOR DOMO | PRES VAPOR SALIDA | F. TEM. VAPOR SALIDA | FLUJO DE VAPOR X 1000 | INTEGRA. DOR DE VAPOR | % O/AIRE | % O/FUEGO | PETROLEO | | DEAREADOR | | GASES | | | CONTROL ELECTRICO | | CALDERA No. 4 | |
|------|-----------------|-------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|----------|-----------|----------|---------|-----------|---------|--------------|---------|----------|-------------------|---------------|---------------|--|
| | | | | | | | | PRESS | TEM. OF | PRESS | TEM. OF | ENTER ME DIA | SALI DA | DIF. KWH | GRAF. NUAL K.W.H. | MA. NUAL AUTO | MED. DE AGUA | |
| 6 | 310 | 280 | 570 | | | 70% | 70% | 180 | 220 | 4 | 216 | 145 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 7 | 310 | 280 | 570 | | | 60% | 50% | 185 | 210 | 6 | 218 | 145 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 8 | 310 | 280 | 575 | | | 55% | 45% | 185 | 215 | 5 | 218 | 145 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 9 | 310 | 280 | 568 | | | 50% | 40% | 180 | 218 | 5 | 220 | 150 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 10 | 310 | 280 | 570 | | | 50% | 40% | 175 | 225 | 4 | 222 | 153 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 11 | 315 | 285 | 575 | | | 60% | 50% | 180 | 220 | 6 | 230 | 150 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 12 | 315 | 280 | 570 | | | 55% | 45% | 180 | 220 | 6 | 230 | 150 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 13 | 310 | 280 | 575 | | | 65% | 60% | 180 | 218 | 6 | 230 | 150 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 14 | 310 | 275 | 570 | | | 60% | 60% | 180 | 230 | 8 | 240 | 150 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 15 | 310 | 275 | 570 | | | 65% | 65% | 175 | 215 | 7 | 230 | 150 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 16 | 310 | 275 | 570 | | | 50% | 50% | 175 | 220 | 6 | 228 | 150 | 153 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 17 | 310 | 275 | 570 | | | 65% | 65% | 175 | 225 | 6 | 224 | 144 | 144 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 18 | 310 | 275 | 570 | | | 65% | 65% | 175 | 220 | 6 | 224 | 144 | 144 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 19 | 310 | 275 | 570 | | | 60% | 60% | 175 | 220 | 6 | 228 | 142 | 142 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 20 | 310 | 275 | 560 | | | 55% | 55% | 170 | 215 | 5 | 218 | 140 | 140 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 21 | 310 | 275 | 560 | | | 60% | 60% | 180 | 215 | 5 | 218 | 140 | 140 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 22 | 305 | 275 | 560 | | | 60% | 60% | 180 | 215 | 6 | 220 | 136 | 136 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 23 | 310 | 275 | 560 | | | 60% | 60% | 180 | 215 | 6 | 220 | 136 | 136 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 24 | 310 | 275 | 560 | | | 60% | 60% | 180 | 215 | 6 | 220 | 136 | 136 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 1 | 310 | 275 | 560 | | | 60% | 60% | 180 | 215 | 6 | 220 | 136 | 136 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 2 | 310 | 275 | 560 | | | 60% | 60% | 180 | 215 | 6 | 220 | 136 | 136 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 3 | 305 | 275 | 560 | | | 55% | 55% | 185 | 225 | 6 | 224 | 134 | 134 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 4 | 310 | 275 | 560 | | | 55% | 55% | 185 | 225 | 6 | 224 | 134 | 134 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 5 | 310 | 275 | 560 | | | 55% | 55% | 185 | 225 | 6 | 224 | 134 | 134 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |
| 6 | 310 | 275 | 560 | | | 60% | 60% | 180 | 215 | 6 | 220 | 136 | 136 | 1.3 | 1539 | 2.60 | | |

LECTURA DE TRANSFORMACION

| HORA | MED. KWH X 2100 | E ELECT CHECK KWH | | QUIMICOS USADOS | GALONES | RECIBOS DE |
|------|-----------------|-----------------------------|------------|------------------|---------|------------|
| | | TOTAL DE VAPOR CALDERA No.4 | AGUA CRUDA | | | |
| 6 | 2516.0 | | | ACIDO SULFURICO | | |
| 7 | 2485.0 | | | SODA CAUSTICA | | |
| 8 | 2485.0 | | | FOSFATO DE SODIO | | |
| 9 | 2485.0 | | | SULFITO DE SODIO | | |
| 10 | 2485.0 | | | FUEL SOLV. ES-60 | | |
| 11 | 2485.0 | | | LIQUID. TREAT | | |
| 12 | 2485.0 | | | AGEL | | |
| 13 | 2485.0 | | | NEWTREMEEN | | |
| 14 | 2485.0 | | | CORFITE | | |
| 15 | 2485.0 | | | | | |
| 16 | 2485.0 | | | | | |
| 17 | 2485.0 | | | | | |
| 18 | 2485.0 | | | | | |
| 19 | 2485.0 | | | | | |
| 20 | 2485.0 | | | | | |
| 21 | 2485.0 | | | | | |
| 22 | 2485.0 | | | | | |
| 23 | 2485.0 | | | | | |
| 24 | 2485.0 | | | | | |
| 1 | 2485.0 | | | | | |
| 2 | 2485.0 | | | | | |
| 3 | 2485.0 | | | | | |
| 4 | 2485.0 | | | | | |
| 5 | 2485.0 | | | | | |
| 6 | 2485.0 | | | | | |

SI COMPLETO

